

ANÁLISE DO ESCOAMENTO EM TURBINAS AXIAIS E RADIAIS PARA APLICAÇÕES EM MICROTURBINAS A GÁS

Marcelo Laurentys Airoidi

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo – Departamento de Engenharia Mecânica
marcelo.airoidi@poli.usp.br

Resumo.

Com o objetivo de expandir a matriz energética, foi construída uma microturbina a gás no Laboratório de Engenharia Térmica e Ambiental (LETE-USP), visando à geração distribuída. A turbina a gás foi projetada para uma turbina axial e agora será proposta a substituição por uma turbina radial. Inicialmente, é feita a análise da turbina axial já instalada através do triângulo de velocidades (método semi-empírico) e da simulação numérica utilizando programa CFD. O triângulo de velocidades é a base do projeto da turbina radial e a solução numérica será utilizada como ferramenta para avaliação do projeto.

Palavras chave: Turbinas a gás, CFD, Métodos Numéricos aplicados a dinâmica dos fluidos, triângulo de velocidades

1. Introdução

A pesquisa na área de geração de energia vem se intensificando devido a vários problemas relativos à atual matriz energética. Visando à geração distribuída e à substituição da matriz energética, foi desenvolvida uma microturbina a gás no LETE (Laboratório de Engenharia Térmica e Ambiental da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo) a partir de um turbo-compressor automotivo. Entretanto, esse conjunto funciona em torno de 100000 rpm, impossibilitando o acoplamento desse conjunto diretamente a um gerador elétrico e, conseqüentemente, inviabilizando o aproveitamento energético.

Logo, o próximo passo era viabilizar o acoplamento a um gerador elétrico. Esse passo deu origem ao desenvolvido do projeto de um segundo estágio de turbina, focado apenas na geração de energia elétrica.

Esse trabalho se foca na análise desse segundo estágio para geração de energia elétrica. O objetivo é analisar todo o escoamento dentro da turbina visando à melhora na eficiência e no processo de expansão dentro da turbina, e uma maior potência de eixo disponível para geração de energia elétrica. Com estas metas em foco, há dois tipos de modelos a serem estudados, os modelos semi-empíricos e os numéricos.

Assim uma primeira análise de uma turbina deve ser feita considerando as velocidades de entrada e saída do fluido, e a rotação da turbina, caracterizando o estudo do triângulo de velocidades. A partir do triângulo de velocidades, pode ser obtida uma estimativa do trabalho líquido gerado no rotor..

O triângulo de velocidades pode ser caracterizado como um método semi empírico, sem grande profundidade de conhecimento do escoamento ou da geometria do rotor, entretanto se mostra um bom modelo para análises iniciais.

Em contraste a este estudo, há o método numérico obtido a partir de modelos desenvolvidos em softwares CFD, que permitem uma análise mais profunda do escoamento, tornando mais evidentes qualidades de um projeto e possíveis melhorias.

Os métodos numéricos apresentam algoritmos para solucionar numericamente as equações de transporte, conjunto de equações diferenciais parciais características do escoamento. Logo, fica clara a necessidade do uso da capacidade de processamento e armazenamento do computador para esses cálculos, que podem ter uma convergência demorada.

Apresentados os métodos, observa-se que haverá uma comparação entre os métodos e a viabilidade da utilização de ambos para obter conclusões com maior grau de confiabilidade, assim podendo inferir a viabilidade do triângulo de velocidades como estudo inicial e o modelo CFD como uma análise mais aprofundada, entretanto que necessita de maior tempo de simulação.

2. Triângulo de Velocidades

O triângulo de velocidades é o método semi-empírico mais usado para avaliar durante a fase de projeto o trabalho que será produzido pela turbina, entretanto ele não descreve por completo o escoamento e todos os fenômenos físicos envolvidos no processo, por isso a necessidade de uma análise mais aprofundada utilizando programas CFD.

Entretanto o triângulo de velocidades é uma ótima estimativa inicial e extremamente útil para a fase inicial de concepção de projeto. O segundo estágio da turbina tem os parâmetros geométricos definidos na Tab. (1), que serão utilizados no Triângulo de velocidades:

Tabela 1. Dados Geométricos da Turbina

Dados Geométricos da Turbina					
α_1 (°)	0	α_2 (°)	70	α_3 (°)	60
β_2 (°)	35	β_3 (°)	77	m (kg/s)	0,36
Raio Médio (mm)	67	pitch estator(mm)	13,6	pitch rotor (mm)	11,4
Altura das Pás (mm)	30	pás estator	31	pás rotor	37

Primeiramente tem de ser definida a velocidade axial de entrada (neste caso, a velocidade axial é igual ao módulo da velocidade, pois α_2 é nulo) e esta é definida através das Eq. (1), (2) e (3), nas quais p_1 é a pressão na entrada do estator, ρ_1 é a densidade, T_1 é a temperatura, R é a constante do ar (hipótese simplificadora), \dot{m} é a vazão em massa e A é a seção transversal ao escoamento.

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1} \quad (1)$$

$$A = 2\pi R_m \cdot h \quad (2)$$

$$C_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \cdot A} \quad (3)$$

Para realizar os cálculos, foi produzida uma rotina em Matlab e os resultados estão dispostos na Tab. (2), os resultados mostram-se satisfatórios, pois, foi obtida uma expansão até uma pressão próxima da atmosférica.

. A metodologia para o cálculo de triângulo de velocidades foi extraída de (Souza, 2008), entretanto a teoria do triângulo de velocidades é discutida com profundidade em Wilson e Korakianitis, 1998 e Saravanamuttoo et al, 2001.

Tabela 2. Resultado do Triângulo de Velocidades (Obtidos através do programa Matlab)

Resultados do triângulo de Velocidades	
$C_{\alpha 2}$ (m/s)	50,52
$C_{w 2}$ (m/s)	138,79
$C_{\alpha 3}$ (m/s)	55,85
$C_{w 3}$ (m/s)	171,50
W (kW)	3,265
P3 (bar)	1,009

3. Projeto de Turbine Radial

3.1 Projeto Preliminar de Turbinas Radiais (Projeto através do Triângulo de Velocidades)

Ao contrário do que foi feito para a turbina axial, que está instalada e operando, o triângulo de velocidades será utilizado como ferramenta para o projeto da turbina radial. Assim como todo projeto, alguns parâmetros têm de ser adotados para iniciar o projeto, assim como outros são dados de entrada para o projeto. Nesse caso especificamente, serão utilizados dados da turbina axial como dados de entrada da turbina radial, os demais dados serão arbitrados, tendo de ser variados até que se obtenha um valor desejado dos parâmetros geométricos da turbina.

Os dados de entrada para o projeto da turbina estão dispostos na Tab. (3):

Tabela 3. Constantes do Projeto do Rotor Radial

Constantes do Projeto	
Temperatura 1 (K)	873,15
Vazão em massa (kg/s)	0,16
Rotação (rpm)	10000
Potência (kW)	2
Relação de Calores específicos	1,4

O principal objetivo dessa fase do projeto é a obtenção dos parâmetros geométricos básicos do rotor, mais especificamente os ângulos do triângulo de velocidades, as dimensões da seção de entrada do rotor e as dimensões da seção de descarga do rotor. A metodologia para a obtenção desses parâmetros foi extraída de (Whitfield, 1990), uma das principais referências na área de turbinas radiais.

Antes de iniciar o projeto alguns valores têm de ser arbitrados, para que o projeto seja iniciado. Os valores arbitrados estão dispostos na Tab. (4).

Há de se ressaltar que o raio interno da seção de descarga foi obtido a partir de restrições construtivas e de que o ângulo relativo na seção de descarga (β_3) e a velocidade relativa foram baseados em recomendações de (Whitfield, 1990). O número de pás foi obtido a partir de um processo iterativo, avaliando os parâmetros geométricos obtidos no final do processo.

A seção de admissão é descrita basicamente por dois parâmetros o raio e a largura da seção de entrada, uma vez que a seção é uma casca cilíndrica. Já a seção de descarga é uma coroa circular, logo ela é descrita por dois raios: o raio da base (raio do *hub*) e raio externo (raio do *shroud*). Esses parâmetros são fundamentais para a construção do rotor.

Tabela 4. Parâmetros de Projeto do Rotor Radial

Variáveis do Projeto	
Número de pás	7
Relação entre velocidades relativas	2
Eficiência <i>total-to-static</i>	0,7
Eficiência do Estator	0,77
Ângulo Relativo na seção de Descarga(°)	-60
Raio Interior da seção de descarga (mm)	15

Além desses, são obtidos os ângulos absolutos na entrada do rotor (α_2) e o ângulo relativo na seção de entrada (β_2). O ângulo α_2 é importante, pois define o ângulo de saída do estator, enquanto o ângulo β_2 pode ser utilizado para o projeto geométrico da pá do rotor.

Um ponto importante a ser discutido é a relação entre α_2 e o número de pás. Para um determinado número de pás, pode ser calculado um ângulo α_2 ótimo para o qual o funcionamento da turbina é mais eficiente. Entretanto, há várias correlações entre essas variáveis. Utilizou-se a seguinte a Eq. (4).

$$\cos^2 \alpha_2 = \frac{0,63 \cdot \pi}{2 \cdot Z_B} \quad (4)$$

Portanto, o projeto se inicia calculando o ângulo α_2 , baseado no número de pás e, a partir das equações do triângulo de velocidades, consegue se definir as parâmetros geométricos do rotor radial. Um maior aprofundamento sobre a metodologia utilizada é encontrada em (Whitfield, 1990).

Os resultados estão dispostos na Tab. 5

Tabela 5. Resultados do Projeto Preliminar

Dimensões e Ângulos da Turbina Radial	
Raio da seção de entrada (mm)	126,13
Largura da seção de Entrada (mm)	16,51
Raio Externo da seção de Descarga (mm)	66,48
Raio Interno da seção de Descarga (mm)	15,00
Ângulo de Entrada α_2 (°)	67,91
Ângulo Relativo de Entrada β_2 (°)	-44,17
Ângulo Relativo de Saída β_3 (°)	-60,00

3.2 Projeto das Pás do Rotor

Até o momento foram descritas as características geométricas básicas do rotor, conforme descrito na seção anterior. Juntamente com os parâmetros geométricos básicos, o formato da pá influencia significativamente a eficiência do projeto, sendo de grande importância a definição da geometria.

Conforme descrito em (Wilson e Korakianitis, 1998), existem alguns tipos de classificação de rotores baseados no formato das pás do rotor. Neste projeto de rotor, foi escolhido o desenvolvimento de um rotor bidimensional (também conhecido como *radial fibred rotor*). Esse tipo de rotor é caracterizado pelo fato de que a seção da pá tem seção radial em todas as seções normais ao eixo axial. Esse tipo de rotor é comumente usado pelo fato de que as tensões por flexão centrífuga são menores.

Para definir geometricamente a pá, há a necessidade de caracterizar duas curvas tridimensionais, a curva da ponta da pá (*shroud*) e da base do rotor (*hub*). Essas duas curvas podem ser caracterizadas através de suas projeções em dois planos: o plano r-z (ou plano meridional) e o plano $r_{ref}\theta - z$. Obtendo as projeções das curvas nesses planos, obtém-se a posição radial e o ângulo θ de cada ponto das curvas, portanto as curvas estão definidas, desde que sejam conhecidas as projeções. Uma característica dos rotores bidimensionais é de que possuem uma única projeção no plano $r_{ref}\theta$, exatamente pela característica que as define, as seções radiais.

As projeções foram definidas a partir da Equação Oval de Lamé em sua forma genérica:

$$\left(\frac{z+a}{b}\right)^p + \left(\frac{x+c}{d}\right)^q = 1 \quad (5)$$

A variável x pode representar tanto a posição axial r quanto a posição tangencial $r_{ref}\theta$. Observa-se a necessidade da definição das constantes a, b, c, d da equação de Lamé, sendo essa definida pelas condições de contorno na posição z_1 e z_2 . São necessárias quatro equações para definir essas constantes, logo os valores de r e de θ , bem como as derivadas

tem de ser definidas nessas posições axiais. As constantes p e q são definidas pelo projetista, não havendo necessidade de nenhuma condição de contorno.

As constantes obtidas estão dispostas na Tab. (6):

Tabela 6. Constantes da Equação de Lamé

	a	b	c	d	p	q
Projeção Radial - Hub	-0,1	-0,1	-0,13	-0,11	2	2
Projeção Radial - Shroud	-0,1	-0,083	-0,13	-0,06	2	2
Projeção Cilíndrica	0	0,1	-0,104	-0,104	2	2

As projeções foram definidas graficamente e estão apresentadas nas Fig. (1) e(2).

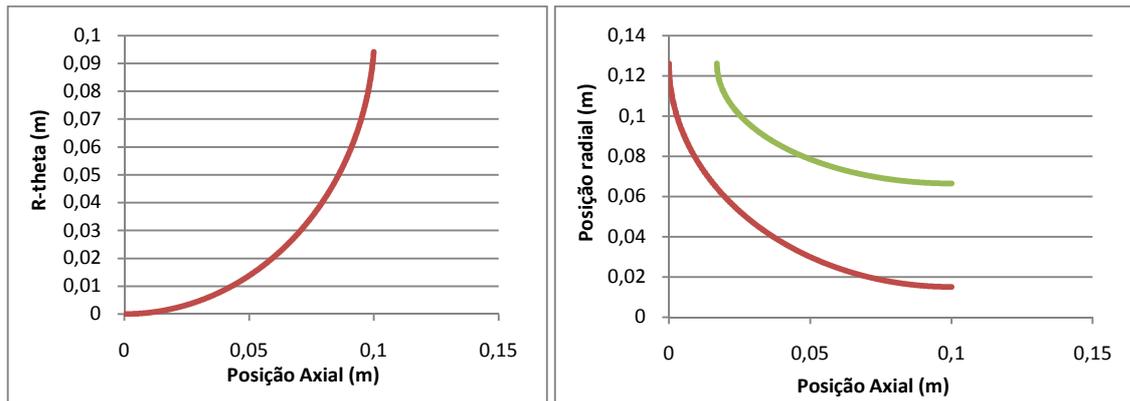


Figura 1 e 2: Gráficos das Curvas de Lamé nos planos r-z e $r_{ref}\theta$

Com as constantes já definidas, é possível desenhar o rotor, dado que suas dimensões básicas e o formato da pá já estão definidos. Em posse dessas curvas, foi desenvolvido o modelo em CAD do rotor. O modelo em CAD está disposto na Fig. (3).

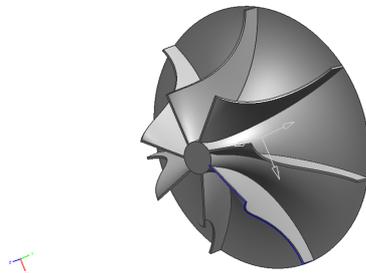


Figura 3. Desenho em CAD do projeto do rotor

A avaliação do projeto será feita com base nos resultados da simulação CFD, apresentada na seção 5.

4. Simulação Numérica da Turbina Axial

Com o desenvolvimento dos computadores, a ferramenta numérica se tornou muito útil para resolver problemas complexos, como o escoamento em turbinas.

Nesse estudo, será feita a abordagem bidimensional, na qual é estudado o escoamento no raio médio da seção anelar. Neste momento, é importante ressaltar o modelo de turbulência utilizado, o k-ε. A utilização do modelo de turbulência introduz erros intrínsecos, entretanto os resultados traduzem bem o escoamento real observado.

4.1. Simulação Bidimensional

Primeiramente será feito um estudo bidimensional do escoamento das pás sobre o raio médio, se aproximando dos cálculos feitos através do método semi-empírico, o triângulo de velocidades.

O escoamento obtido numericamente por esse modelo não é fiel ao observado nas condições de operação reais. Uma aproximação mais precisa do observado em testes é obtida com uma simulação tridimensional.

A simulação bidimensional tem a vantagem ser extremamente rápida, tendo baixo custo computacional, o que reforça sua aplicação como aproximação inicial

Concluindo, o objetivo da simulação bidimensional é a comparação entre os resultados obtidos pelo triângulo de velocidades (método semi-empírico) e a simulação bidimensional no raio médio, uma vez que o triângulo de velocidades é avaliado no raio médio.

4.1.1. Representação do Domínio de Estudo e Discretização

O domínio de estudado pode ser separado em duas partes uma representa o escoamento no estator e outra, o escoamento no rotor. Para ainda maior simplificação, é simulada apenas uma pá do estator e outra do rotor, devido ao fato de que há uma periodicidade (o escoamento é igual em todas as pás do rotor).

Para discretizar o domínio utilizou-se o programa ANSYS ICEM CFD 11.0 SP1, gerando a malha, denominação usada para a discretização do domínio do estudo.

A Fig. (4) apresenta o domínio discretizado.

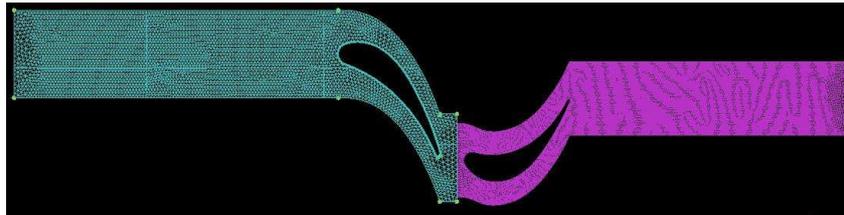


Figura 4. Domínio discretizado

4.1.2. Condições de Contorno

As condições de contorno são importantes para a solução das equações diferenciais. A introdução de condições de contorno inapropriadas ou incorretas implica em soluções que não correspondem à realidade, levando a conclusões incorretas e características de escoamento não condizentes com o observado experimentalmente.

As condições de contorno são caracterizadas a seguir:

- Velocidade tangencial no raio médio: 70,162 m/s
- Vazão Prescrita e Temperatura Prescrita na entrada: 28,50 kg/(m²s) e 873,15 K (600°C)
- Pressão Estática Imposta na Saída: 101325 Pa
- Periodicidade nas laterais do domínio
- Definição da *sliding mesh* (interface entre estator e rotor)
- Pás são consideradas adiabáticas
- Fluido: gás perfeito

A malha deslizante é interface entre os domínios do estator e do rotor, ou seja, é a face em que o fluido que passou pelo estator entra no rotor. A simulação através da interface deslizante implica em análises de regime transiente, uma vez que para cada posição da malha o escoamento é diferente.

A simulação é transiente, porém para obter valores iniciais mais próximos dos finais é simulado o escoamento em regime permanente, uma vez que a convergência é obtida mais facilmente.

A simulação foi feita para 400 intervalos de tempo, portanto o passo temporal é $1,90986 \cdot 10^{-6}$ segundos e, a cada passo de tempo, itera-se no máximo 40 vezes para ser obtida a solução.

As condições de contorno foram implementadas no software Fluent 6.3.26, o qual resolve as equações de transporte, caracterizando o escoamento na turbina.

4.1.3. Resultados

Os gráficos dispostos a seguir foram retirados do final da simulação, pois o objetivo é mostrar o funcionamento e estados da turbina em regime, sendo necessário iterar várias vezes para ser obtido esse resultado.

A Fig. (5) representa os contornos de pressão, para um determinado instante de tempo. Nota-se que a expansão no estator é aproximadamente igual à expansão do gás no rotor o que implica em grau de reação em torno de 50%.

O campo de temperatura é representado pela Fig. (6). Ao obter o campo de temperaturas, objetiva-se encontrar pontos críticos de alta temperatura, os quais podem causar problemas estruturais devido à elevada temperatura. Observa-se que as temperaturas estão em torno de 840 K, conforme o esperado devido à condição de contorno imposta na entrada ser de 873,15 K (600°C). Ao observar os contornos de temperatura, percebe-se que o ponto crítico é o ponto de estagnação da frente do estator e a superfície inferior do estator que chegam a temperaturas de 878K.

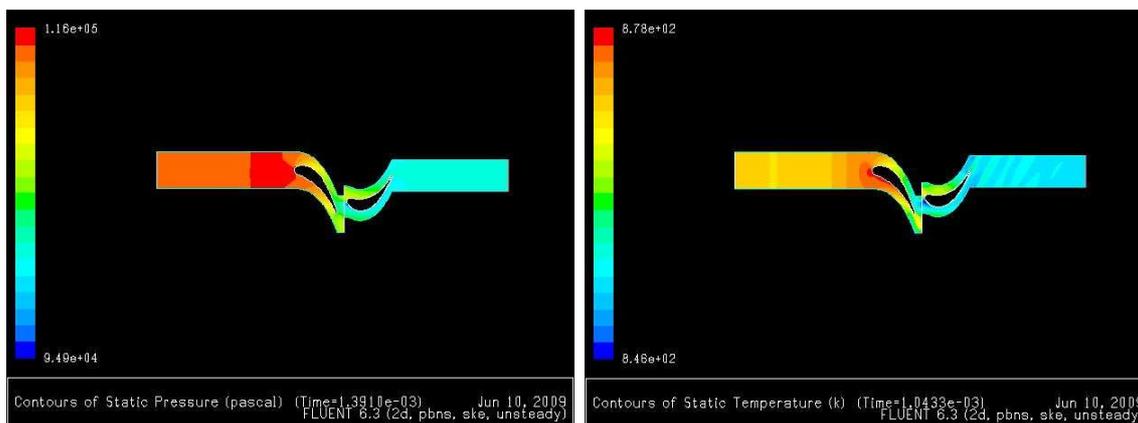


Figura 5 e 6. Contornos de pressão e temperatura para $t=1.3910e-3$ s e

Finalmente, têm-se o campo de velocidade que está representado na Fig. (7). Observa-se que a magnitude das velocidades na entrada do estator, saída do estator e saída do rotor são próximas das previstas pelo triângulo de velocidades, corroborando o triângulo de velocidades e validando o método analítico para cálculos iniciais de turbinas.

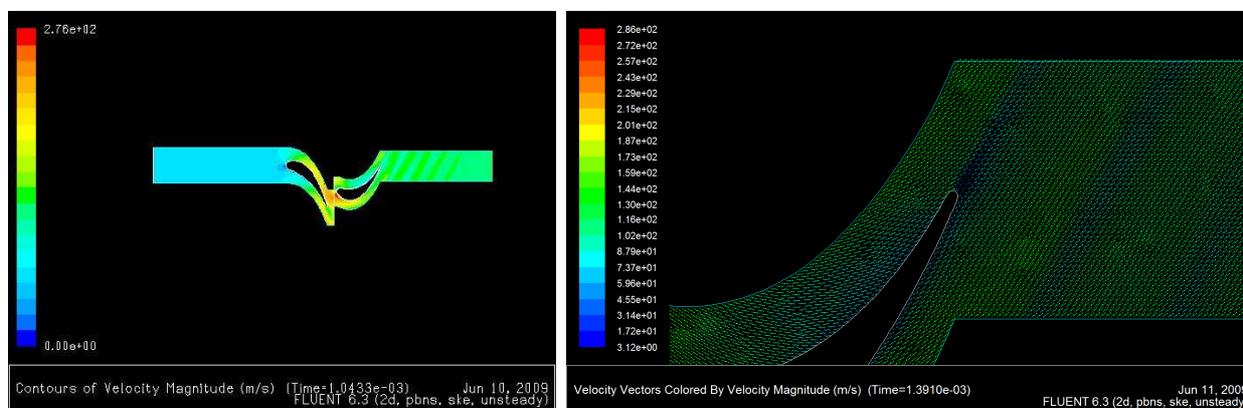


Figura 7 e 8. Contorno de Temperatura e de Velocidade para $t=1.0433e-3$ e Vetores Velocidade para $t=1.3910e-3$ s

A Fig. (8) mostra os vetores velocidade no bordo de fuga do rotor. Percebe-se que o ângulo é próximo daquele especificado no triângulo de velocidades bem como a velocidade do fluido na saída, em torno de 150 m/s. Observa-se a presença de recirculação no bordo de saída do rotor, o que implica em perda de energia, portanto é aconselhável uma mudança na geometria para que não se observe essa recirculação no bordo de saída. Devido a essa recirculação, são observadas “listras” após o rotor, pois a condição de contorno de periodicidade implica que os fluxos dos demais rotores entram ou saem pelas partes inferiores e superiores do domínio.

4.2 Simulação Tridimensional

4.2.1 Representação do Domínio de Estudo, Discretização e Simplificações

A simulação tridimensional visa a descrever com maior precisão os fenômenos observados durante a operação da turbina, uma vez que os efeitos tridimensionais são considerados nesse ponto.

O domínio, assim como foi desenvolvido para a simulação bidimensional, foi dividido em dois subdomínios: o estator (domínio fixo) e o rotor (domínio móvel).

Uma simplificação comum adotada em turbinas axiais é a simulação de apenas uma pá, uma vez que pode ser inferido que o escoamento em todas as pás é igual, caracterizando um escoamento periódico. Isso leva a condição de periodicidade nas laterais do domínio.

A discretização do domínio levou a geração da malha representada na Fig. (9), para a qual serão resolvidas as equações algébricas (provenientes da discretização das equações diferenciais de transporte).

4.2.2 Condições de Contorno

As condições de contorno utilizadas para a simulação tridimensional serão diferentes daquelas utilizadas pela simulação bidimensional, pois o modelo foi alimentado com dados experimentais e, portanto, para representar exatamente o que está sendo observado durante a operação da turbina, foram alteradas algumas condições de contorno.

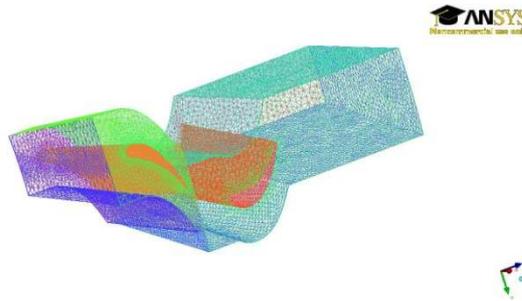


Figura 9. Domínio de estudo já discretizado

As condições de contorno impostas foram:

- Vazão imposta na entrada (Mass flow inlet) e temperatura prescrita: $9,677419 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ e 873.25K
- Pressão prescrita na saída: pressão estática de 101325 Pa
- As paredes do estator, rotor e voluta são consideradas adiabáticas
- Rotação imposta de 5412 rpm
- Periodicidade nas laterais

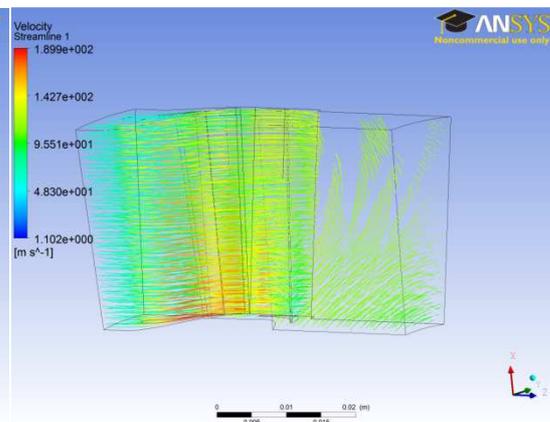
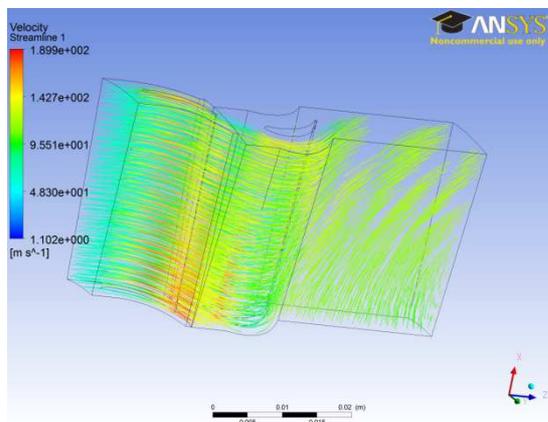
Interface entre rotor e estator feita através do método 'FrozenRotor'. A metodologia do 'FrozenRotor' é uma ferramenta presente no software ANSYS CFX para modelar a interface entre rotor e estator, de tal forma que a simulação seja feita em regime permanente, diminuindo o custo computacional. Obviamente, há o ganho em processamento, entretanto os efeitos relacionados aos termos dependentes do tempo são negligenciados.

4.2.3 Resultados

Os resultados da simulação numérica estão dispostos na Tab. (7). Observa-se um alto grau de reação, $94,8\%$, o que está muito longe dos valores encontrados na literatura, que variam de 30 a 50% . A própria turbina foi projetada para um grau de reação de 50% (de acordo com Souza, 2008), mas, nas condições da simulação, esse valor não foi observado. Outro ponto que deve ser ressaltado é a baixa potência obtida, uma vez que pelos cálculos de triângulo de velocidades e pelo valor estipulado por Souza, 2008 em seus cálculos, era esperado o fornecimento de uma potência de 4kW , enquanto foi obtida apenas uma potência de 1kW .

Tabela 7. Resultados da Simulação Tridimensional

Resultados Simulação Numérica	
$T_{01} \text{ (K)}$	873,248
$T_{02} \text{ (K)}$	872,874
$T_{03} \text{ (K)}$	866,059
Grau de Reação	0,9480
Torque (N m)	0,118
Potência (W)	1005,252453



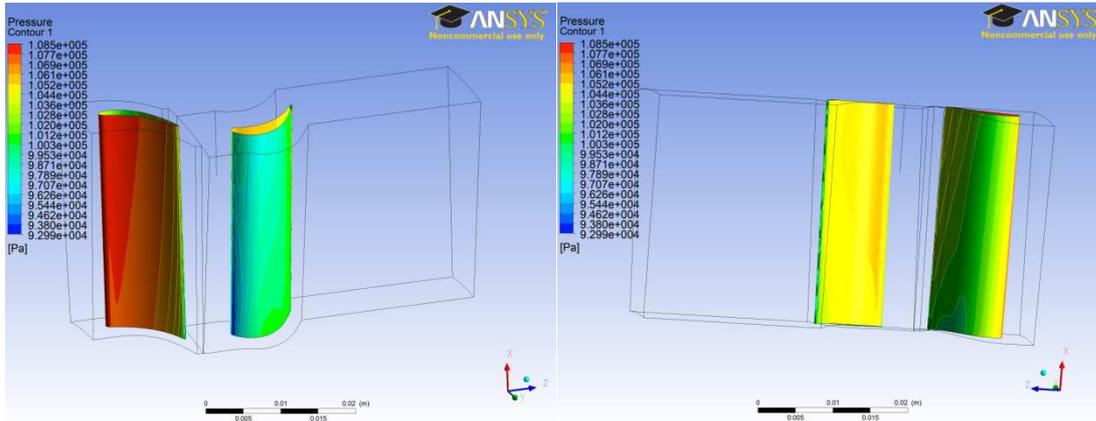
Figuras 10 e 11. Linhas de Corrente do Escoamento

O projeto da turbina axial prevê um ângulo α_3 elevado, em torno de 60° . As referências (Whitfield, 1990 e Sarvanamuttoo, et al 2001) salientam que o valor ideal é próximo de zero, no máximo em torno de 10° . Entretanto esse

valor (60°) foi obtido para uma rotação de 15000 rpm e, atualmente, a turbina opera com 5412, fazendo com que o ângulo de saída do gás seja ainda mais elevado, uma vez que o ângulo β_3 é imposto pela geometria do rotor e a velocidade tangencial U é menor no caso da simulação tridimensional (rotação 5412 rpm). Esse elevado ângulo de saída da velocidade pode ser observado nas Fig. (10) e (11).

Nota-se que, em oposição ao que foi observado para a simulação bidimensional, não há a presença de recirculações na borda de fuga da pá, entretanto os efeitos transitórios não foram considerados, sendo assim impossível inferir com exatidão se, de fato, há uma recirculação nesse ponto.

As Fig. (12) e (13) mostram o contorno da pressão sobre as pás do estator e rotor. Observam-se duas áreas distintas, uma de sucção e uma de pressão. Essa diferença de pressão entre as duas regiões implica em uma resultante que leva a produção de trabalho da turbina.

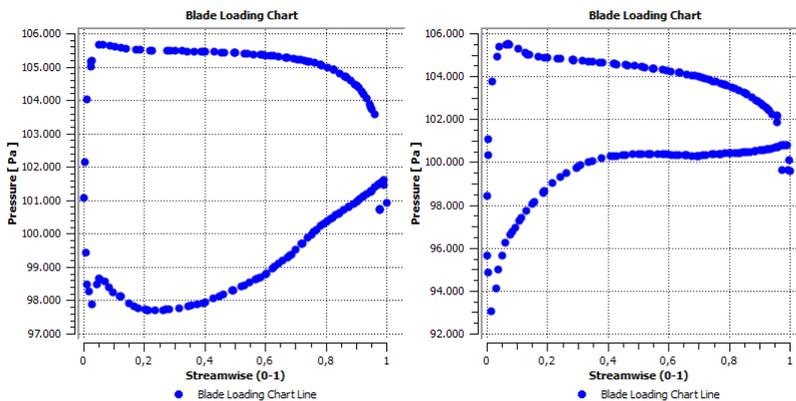


Figuras 12 e 13: Contornos de pressão no estator e no rotor

As Fig. (14) e (15) mostram a pressão na pá em função da posição em relação à corda. A Fig. (14) corresponde ao gráfico para a seção da pá no raio igual a 0,079 m, enquanto a Fig. (15) corresponde à seção para raio igual a 0,055 m. Analisando comparativamente os dois gráficos nota-se uma variação considerável na face de sucção enquanto, enquanto a curva de pressão para a face de pressão se mantém tanto em valor quanto em forma.

Isso implica no fato de que o efeito tridimensional é considerável e tem de ser levado em consideração, entretanto a simulação bidimensional é importante para avaliar o triângulo de velocidades e como ferramenta preliminar de avaliação do projeto.

Observa-se na Fig. (14) um gradiente adverso de pressão, ou seja, há um gradiente pressão positivo, o que pode levar a descolamento do escoamento em relação à pá que, por sua vez, acarreta em uma recirculação. A recirculação, caso seja verificada, implica em perda de trabalho útil e diminuição da eficiência da turbina.



Figuras 14 e 15. Gráficos da Curva de Pressão em torno da pá para $R=0,079m$ e $R=0,055m$

5.Simulação Numérica da Turbina Radial

A turbina radial tem maior complexidade geométrica e esse fato fez com que fosse desenvolvida apenas a simulação tridimensional, uma vez que não há um plano no raio médio para que se desenvolva a simulação bidimensional.

5.1 Representação do Domínio Estudado, Discretização e Simplificações

A discretização segue as diretrizes das simulações da turbina axial, portanto é caracterizado por dois domínios: o estator (domínio fixo), e o rotor (domínio móvel).

Utilizando o software ANSYS ICEM 12.0.1, esses domínios foram discretizados em elementos menores para os quais as equações de transporte serão resolvidas numericamente.

5.2 Condições de Contorno

As condições de contorno da turbina radial diferem em alguns pontos da axial. Isso se deve a dois fatos principalmente: a não simplificação da geometria e os parâmetros de projeto da turbina radial. As condições de contorno estão dispostas a seguir:

- Rotação: 10000 rpm
- Pás: consideradas adiabáticas e sem escorregamento
- Vazão e temperatura na seção de entrada: 0,16 kg/s e 873,15 K.
- Pressão estática na seção de descarga: 101,3kPa
- Interface entre domínios: 'Frozen Rotor'

Para simplificação do problema em questão foi considerado que o fluido de trabalho se comporta como um gás perfeito. Em turbinas a gás, essa simplificação está próxima do real devido ao grande excesso de ar observado em turbinas.

Essas condições foram impostas no software ANSYS CFX 12.0 SP1, que resolve as equações de transporte para o domínio discretizado.

5.3 Resultados

O principal objetivo da simulação da turbina radial é avaliar o projeto e sua adequação para a aplicação desejada.

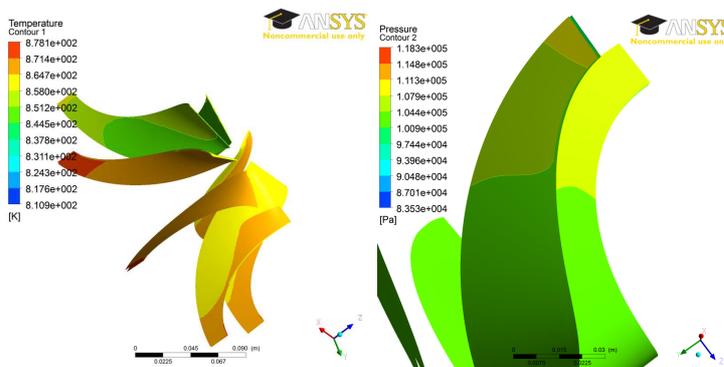
A Fig.(17) mostra os contornos de temperatura em volta das pás. Observa-se o efeito da expansão na temperatura para cada pá. A região de admissão da pá mostra um valor mais elevado de temperatura devido à incidência do gás ser 65° aproximadamente, o que implica em um processo de diminuição da velocidade e conseqüente aumento da temperatura estática do fluido. Além disso, a realização de trabalho no rotor faz com que a temperatura total do fluido diminua e, como a velocidade do fluido não é alterada significativamente, a temperatura estática do fluido na seção de saída do rotor é menor do que a observada na seção de entrada, conforme o esperado. Além disso, observa-se o processo de expansão ao longo da palheta e seu efeito na temperatura.

Além do aumento da temperatura na região de incidência do gás, também é observado o aumento da pressão nessa região, o que pode ser observado na Fig. (18).

A Tab. (8) mostra o trabalho obtido a partir da integração da pressão sobre as pás. Além disso, foi obtido o grau de reação do estágio projetado, relacionando o trabalho sobre as pás e a diferença de temperatura entre a seção de admissão da voluta e a seção de saída do rotor.

Tabela 8. Resultados da simulação da turbina radial

Resultados Turbina Radial	
Torque (Nm)	1,91
Rotação (rpm)	10000
W (kW)	2,00
T1 (K)	873,25
T3(K)	859,43
Reação (%)	90,38



Figuras 17 e 18. Distribuição da temperatura e da pressão nas pás do rotor

6. Conclusões

O triângulo de velocidades é um método semi-empírico extremamente útil e válido para estágios iniciais do projeto, entretanto sua análise tem de ser complementada através do uso de ferramentas CFD.

A análise bidimensional da turbina axial corroborou os resultados do triângulo de velocidades, pois as velocidades descritas através da simulação numérica tiveram intensidades próximas das obtidas pelo método semi-empírico. A simulação numérica também permitiu observar a presença de uma recirculação no fim da pá do rotor, a qual implica em perdas de energia.

Os resultados da simulação bidimensional foram satisfatórios, pois representam bem o fenômeno dadas as condições de contorno, mas as limitações têm de ser salientadas. Os efeitos na direção radial não foram considerados e, logo, é necessária uma análise 3D para avaliar com mais precisão o escoamento.

A simulação da turbina axial mostrou a baixa potência obtida quando comparada com o esperado através do projeto, isso se deve, em parte, por ela trabalhar fora das condições para as quais foi projetada. Um exemplo é a rotação em que a turbina está operando (5412 rpm), a qual está distante do valor de projeto (15000 rpm).

Outro fator que pode intensificar o problema é o elevado ângulo de saída entre a direção axial e o vetor velocidade do gás na saída do rotor. Em (Whitfield e Baines, 1990), recomenda-se um valor próximo de 0° , muito distante do valor de projeto. Somado a esse fato, observa-se um excessivo grau de reação (95%), ao comparando com valores encontrados na literatura, entre 30% e 50% (Saravanamuttoo et al, 2001 e Wilson e Korakianitis, 1998).

Após a análise completa da turbina axial, foi desenvolvido o projeto da turbina radial. Assim como foi feito em [4] para turbinas axiais, a principal ferramenta utilizada no projeto inicial foi o triângulo de velocidades, um método semi-empírico que ajuda na previsão do funcionamento da turbina.

Essa etapa inicial foi fundamental para a obtenção e definição dos parâmetros geométricos básicos da turbina radial, como diâmetros da seção de admissão e da seção de descarga e largura da seção de entrada. A primeira análise foi que ocorreu uma grande diferença de dimensão entre uma a turbina axial e a radial, sendo a radial muito maior. Isso acaba favorecendo a manutenção da turbina axial devido ao de ser mais compacta para a rotação de trabalho, 10.000 rpm.

Uma explicação para esse fato é de que a turbina radial teria de operar a, aproximadamente, 18.000 rpm para manter o diâmetro próximo da atual. Isso demonstra que turbinas radiais têm de trabalhar em rotações mais elevadas para que consigam ser compactas, entretanto o fator limitante é o gerador elétrico que necessita de uma rotação em torno de 10.000 rpm.

A simulação da turbina radial corroborou o projeto, uma vez que forneceu a potência para a qual foi projetada.

Concluindo, a turbina radial é mais indicada para rotações mais elevadas e, para esta aplicação, é mais indicada a turbina axial por ser mais compacta.

7. Referências

- Saravanamuttoo, H.I.H., Rogers, G.F.C. and Cohen, H., 2001, "Gas Turbine Theory", Prentice Hall, New York, United States, 491 p.
- Souza, R. C., 2008, "Projeto de uma Turbina de Potência de uma Micro Turbina a Gás para Acionamento de Gerador Elétrico", Trabalho de Formatura apresentado a Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil, 61 p.
- Versteeg, H.K., Malalasekera, W., 2007, "An Introduction To Computational Fluid Dynamics: the Finite Volume Method", Pearson Educated Limited, London, England, 257p
- Whitfield, A., 1990, "The Preliminary Design of Radial Inflow Turbines", The Journal of Turbomachinery Vol 112 p50-57
- Wilson, D. G., Korakianitis, T., 1998, "The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbine", Prentice Hall, Upper Saddle River, Estados Unidos, 593p.
- Whitfield, A., Baines, N. C., 1990 "Design of Radial Turbomachines", Longman, New York, Estados Unidos, 420p.

Flow Analysis in Axial and Radial Turbines for Micro Gas Turbine Applications

Marcelo Laurentys Airoidi

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
marcelo.airoidi@poli.usp.br

Abstract. Focusing on the expansion of the generation basis, a gas micro turbine was designed in the Thermal and Ambiental Engineering Laboratory (LETE-USP), therefore aiming at distributed energy generation. The gas turbine was designed for an axial turbine and now there is the proposal to substitute the axial turbine by a new radial turbine. Primarily, a study of the axial turbine is conducted through the velocity triangle (semi-empiric method) and through the numerical method using CFD program. The velocity triangle is the basis of the radial turbine design and the CFD method is use as an evaluation method of the designed radial turbine.

Keywords. Gas Turbine, CFD, Numerical methods applied to fluid dynamics, Velocity triangle.